

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平10-141068

(43) 公開日 平成10年(1998) 5月26日

(51) Int.Cl. <sup>6</sup>	識別記号	F I
F 0 2 B 29/04		F 0 2 B 29/04 T
F 0 1 P 5/06	5 0 6	F 0 1 P 5/06 5 0 6
F 0 2 D 13/02		F 0 2 D 13/02 G
15/00		15/00 E
19/02		19/02 Z
審査請求 未請求 請求項の数1 O L (全 5 頁)		

(21) 出願番号 特願平8-291991

(22) 出願日 平成 8 年(1996) 11月 1 日

(71) 出願人 000006781

ヤンマーディーゼル株式会社  
大阪府大阪市北区茶屋町 1 番32号

(72) 発明者 武本 徹

大阪府大阪市北区茶屋町 1 番32号 ヤンマ  
ーディーゼル株式会社内

(72) 発明者 中國 徹

大阪府大阪市北区茶屋町 1 番32号 ヤンマ  
ーディーゼル株式会社内

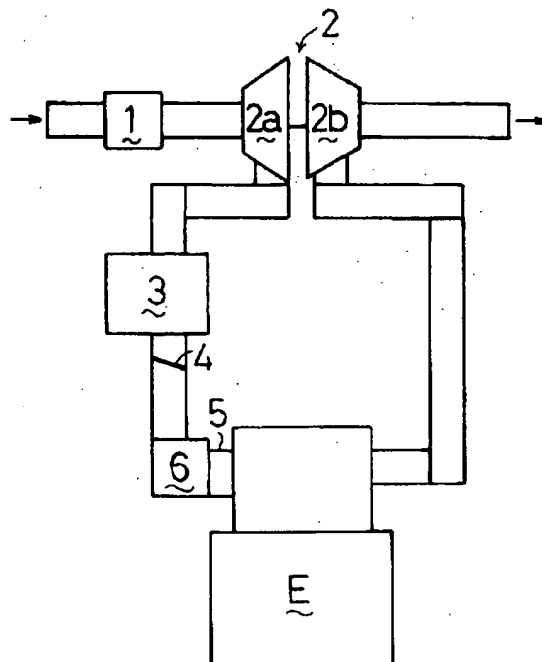
(74) 代理人 弁理士 矢野 寿一郎

(54) 【発明の名称】 ミラーサイクルエンジンの給気冷却構造

(57) 【要約】

【課題】 ミラーサイクルエンジンは、膨張比は高く保持したままで圧縮比を縮小することからノッキング限界が上昇し、低排気量で高出力を得られ、燃費向上を実現できるが、給気弁閉弁時期の遅れにより、シリンダ内の給気が給気ポート側に逆流し、給気温度が上昇するという問題をクリアしなければ、この特性は得られない。

【解決手段】 ミラーサイクルエンジンの給気系において、スロットル4上流側の給気冷却器3に加えて、給気ポート5に第二給気冷却器6を追加配設する。



#### 【特許請求の範囲】

【請求項1】 給気弁の開弁時期を遅らせて圧縮比を縮小するミラーサイクルエンジンにおいて、吸気ポートに吸気冷却器を追加配設したことを特徴とする内燃機関の吸気冷却構造。

#### 【発明の詳細な説明】

##### 【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、ミラーサイクルエンジン、特にコージェネレーション駆動用等のガスエンジンにおける給気冷却構造に関する。

##### 【0002】

【従来の技術】従来、燃費向上、即ち、小排気量で大出力を実現すべく、ミラーサイクルエンジンが公知となっており、例えば特開昭64-315号公報にて開示されている。ミラーサイクルとは、給気容積を減少して、内燃機関として理想の特性である「圧縮比<膨張比」を実現するものである。熱効率は膨張比（即ち幾何学的圧縮比）に由来するものであり、有効な熱効率を実現する膨張比を保ちながら、圧縮比（有効圧縮比）を縮小することで、圧縮行程での給気温度の上昇が抑えられ、ノッキング限界（正味平均有効圧の上限）が上昇し、その分、出力向上を実現できるのである。

【0003】ところで、従来の過給型内燃機関においては、自然給気型内燃機関に比べて排気量当たりの出力が高くなるが、その分、同じ膨張比であると、排気温度が上昇するので、ノッキング限界が自然給気に比して低くなる。従って、ノッキング防止のために膨張比を制限しなければならず、それだけ、熱効率の向上が抑えられていた。ミラーサイクルを用いれば、過給型内燃機関の高出力特性を実現しながら、圧縮比の低減により、圧縮行程での給気温度上昇を抑止する分、ノッキング限界が高まり、自然給気型内燃機関級の膨張比を確保でき、熱効率の向上が実現するのである。

【0004】この圧縮比低減化の手段として、給気弁を従来の開弁時期よりも遅らせて開弁する。（下死点前に開弁する方法もある。）従来も、給気の慣性力が圧縮抵抗を上回る分を見越して、少しでも給気期間を長くすべく、給気行程の終了を意味する給気弁の開弁時期は、下死点よりも遅らせている。しかし、ミラーサイクルでは、圧縮比を更に縮小するため、これよりも更に開弁時期を遅らせるのである。但し、給気弁が、給気の慣性力が圧縮抵抗を下回るような段階で開弁することとなり、給気の一部が、シリンダ内より開弁直前の給気弁を介して給気ポート側に戻るるので、その分、給気圧を高める必要がある。

##### 【0005】

【発明が解決しようとする課題】前記の如く、ミラーサイクルは、給気弁の開弁時期を遅らせることにより、給気の一部が、シリンダ内より開弁直前の給気弁を介して給気ポート側に戻る。その分の給気圧の補填について

は、高圧縮性の過給機を用いればよい。ところが、この給気の戻りには、もう一つの重大な問題がある。それは、シリンダ内の給気が給気ポートに吹き戻されることにより、給気ポート内の温度が上昇して、実際には給気温度が高温化してしまうのである。これでは、圧縮比の低減により圧縮行程での給気温度上昇を抑止しても意味がない。

##### 【0006】

【課題を解決するための手段】本発明は、以上のような課題を解決すべく、次のような手段を用いるものである。即ち、給気弁の開弁時期を遅らせて圧縮比を縮小するミラーサイクルエンジンにおいて、吸気ポートに吸気冷却器を追加配設する。

##### 【0007】

【発明の実施の形態】本発明の実施の形態を添付の図面を基に説明する。図1は従来の給気冷却器構造を有する過給型ガスエンジンの給排気系略図、図2は従来の給気冷却器の構造を有する過給型ガスエンジンにおける給気弁開弁のサイクル角度 $\theta$ に対する各部温度 $T$ の相関図、図3は本発明の給気冷却器構造を有する過給型ガスエンジンの給排気系略図、図4はスロットル出口温度 $T_2$ とノッキング限界負荷率 $W$ との相関を示す図、図5は給気ポート内温度 $T_3$ と熱効率 $H$ との相関を示す図、図6は点火サイクル角度 $\theta'$ に対するノッキング限界負荷率 $W$ 及び熱効率 $H$ の相関を示す図である。

【0008】まず、従来の給気冷却器構造を有する過給型ガスエンジンの給排気系を、図1より説明する。給気系においては、空燃混合器1にて混合された給気用混合気が過給機2のプロア部2aにて圧縮されて給気系下流側に吹き出され、給気冷却器（インタークーラー）3にて冷却され、スロットル4にて調量されて給気ポート5内に入り、エンジンEの各シリンダに供給される。各シリンダからの排気は過給機2のタービン部2bを通過してタービンを駆動し、排出される。

【0009】図1図示の従来の給気冷却器構造の過給型ガスエンジンで、ミラーサイクルを採用した場合の各部温度の影響を、図2より説明する。図2において、給気弁開弁のサイクル角度 $\theta$ （° a BDC）は、下死点（BDC）を基準とする後程角度である。 $\theta_1$ はミラーサイクルではない従来の給気弁開弁サイクル角度であり、この時点で給気弁を開弁する場合には、下死点より給気弁開弁期までの間は、給気の慣性力が圧縮抵抗に勝るので、シリンダから給気ポートへの給気の戻りはなく、従って、スロットル4出口や給気ポート5内には、給気冷却器3にて冷却された温度の給気が供給され、スロットル出口温度 $T_2$ 及び給気ポート内温度 $T_3$ は、給気冷却器出口温度 $T_1$ と略同じである。

【0010】ところが、ミラーサイクルを採用し、給気弁開弁のサイクル角度 $\theta$ を、 $\theta_1$ よりも大きくする（即ち、給気弁開弁時期を遅らせる）と、エンジンEのシリ

シリンダ内から給気ポート5への給気の戻りがあるために、せつかく給気冷却器3にて冷却された給気も温められて、スロットル出口温度 $T_2$ は高温化し、給気ポート内温度 $T_3$ は更に高温となる。従って、シリンダ内の給気も高温化する。

【0011】図4は、ミラーサイクルを採用して、給気弁閉弁角度を一定角度に遅らせた条件下でガスエンジンを運転した場合である。スロットル出口温度 $T_2$ が高温化するにつれて、ノッキング限界負荷率 $W$ (%)が低減することが判る。シリンダ内給気温度が上昇して、燃焼室内の温度上昇により、ノッキングが発生しやすくなるのである。

【0012】そこで、本発明においては、図3の如く、給気ポート5付近に、(小型の)第二給気冷却器6を追加配設した。これにより、図2の如く、給気弁閉弁期を遅らせるにつれてのスロットル出口温度 $T_2$ 及び給気ポート内温度 $T_3$ の温度上昇は抑止され、給気冷却器3の出口温度 $T_1$ 程度に冷却することができる。この状態にすれば、今度は、図4の如くガスエンジンを運転した場合に、スロットル出口温度 $T_2$ が低減する分だけノッキング限界負荷率を高めることができ、出力向上に繋がるのである。

【0013】図5の如く、給気ポート内温度 $T_3$ の低減は、同じ膨張比(同じエンジンを使えば、膨張比は一定である。)でも熱効率 $H$ を向上できる。圧縮時の給気温度の上昇が低減され、燃焼時期より前のエンドガスの自然着火が抑止され、点火プラグの点火にて燃焼された混合気が有効にシリンダ内の膨張に使われるからである。

【0014】最後に、点火時期の設定について、図6より説明する。点火時期は上死点(TDC)よりもやや前程に設定される。図6における点火サイクル角度 $\theta'$ (° b TDC)は、上死点を基準とする前程角度であって、大きいほど進角、小さいほど遅角となる。ノッキング限界負荷率 $W$ は、点火が遅角であるほど増大する。それだけ燃焼時期を短縮できるからである。ところが、熱効率 $H$ は、燃焼時期が長いほど向上するので、点火が進角であるほどよい。このように、相反する両方の特性を、いずれも申し分ない程度に得られるように点火時期を設定する必要がある。ここで、ノッキング限界負荷率

に関して、基準 $W_0$ を設定する。ノッキング限界負荷率 $W$ は、この下限値を満たしていればよい。そこで、 $W=W_0$ となる点火サイクル角度 $\theta'_1$ を点火時期として設定すればよい。

#### 【0015】

【発明の効果】本発明は以上のように構成することで、次のような効果を奏する。即ち、請求項1記載の如く構成することで、ミラーサイクルの採用により、シリンダ内給気の給気ポート側への戻りにより、給気ポート内の温度が上昇するものの、追加配設した給気冷却器により、給気ポート内の給気は冷却されるので、シリンダ内の給気温度の上昇も抑止される。従って、ミラーサイクルエンジンの特性である、膨張比は良好な熱効率を実現できる程度に保持しながら、圧縮比の低減によるノッキング限界の上昇効果を有効に得られ、低燃費かつ高出力の内燃機関を実現できるのである。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】従来の給気冷却器構造を有する過給型ガスエンジンの給排気系略図である。

【図2】従来の給気冷却器の構造を有する過給型ガスエンジンにおける給気弁閉弁のサイクル角度 $\theta$ に対する各部温度 $T$ の相関図である。

【図3】本発明の給気冷却器構造を有する過給型ガスエンジンの給排気系略図である。

【図4】スロットル出口温度 $T_2$ とノッキング限界負荷率 $W$ との相関を示す図である。

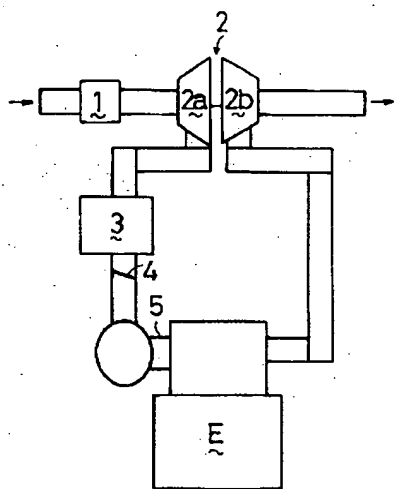
【図5】給気ポート内温度 $T_3$ と熱効率 $H$ との相関を示す図である。

【図6】点火サイクル角度 $\theta'$ に対するノッキング限界負荷率 $W$ 及び熱効率 $H$ の相関を示す図である。

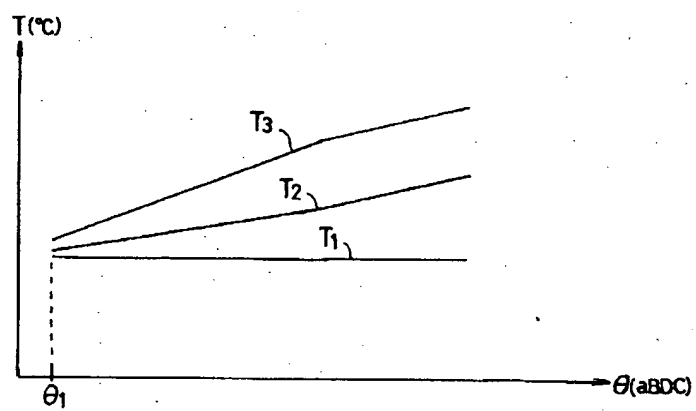
#### 【符号の説明】

- |     |         |
|-----|---------|
| 1   | 空燃混合器   |
| 2   | 過給機     |
| 2 a | プロア部    |
| 2 b | タービン部   |
| 3   | 給気冷却器   |
| 4   | スロットル   |
| 5   | 給気ポート   |
| 6   | 第二給気冷却器 |

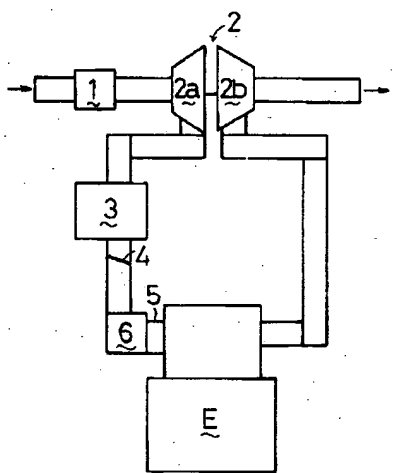
【図1】



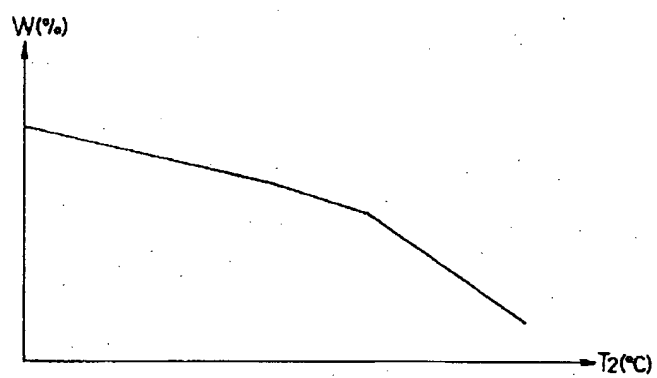
【図2】



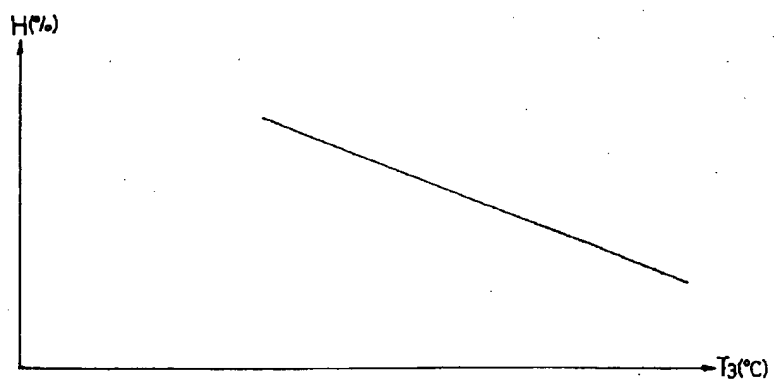
【図3】



【図4】



【図5】



【图 6】

